

P A T E N T

Attorney Docket  
032405R157

**IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE**

Applicants : Takeshi Yoneda, et al.  
Serial No. : To Be Assigned                      Art Unit : To Be Assigned  
Filed : Herewith                                      Examiner : To Be Assigned  
For : DIFFERENTIAL LIMITING CONTROL APPARATUS  
     : FOR A VEHICLE AND THE METHOD THEREOF

**CLAIM FOR PRIORITY UNDER 35 U.S.C. §119**

Commissioner For Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria, VA 22313-1450

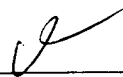
Sir :

The above-referenced patent application claims priority benefit from the foreign patent application listed below:

**Application No. 2002-278130, filed in JAPAN on September 24, 2002**

In support of the claim for priority, attached is a certified copy of the priority application.

Respectfully submitted,  
SMITH, GAMBRELL & RUSSELL, LLP

  
\_\_\_\_\_  
Dennis C. Rodgers, Reg. No. 32,936  
1850 M Street, NW – Suite 800  
Washington, DC 20036  
Telephone : 202/263-4300  
Facsimile : 202/263-4329

Date : September 23, 2003

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 9月24日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-278130

[ ST.10/C ]:

[ JP2002-278130 ]

出 願 人

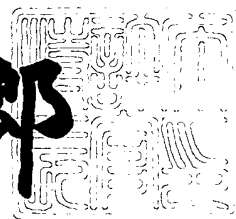
Applicant(s):

富士重工業株式会社

2003年 5月23日

特 許 庁 長 官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3037670

【書類名】 特許願

【整理番号】 T018850

【提出日】 平成14年 9月24日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 B60K 17/348

【発明の名称】 車両の差動制限制御装置

【請求項の数】 12

【発明者】

    【住所又は居所】 東京都新宿区西新宿一丁目7番2号 富士重工業株式会  
社内

    【氏名】 米田 毅

【発明者】

    【住所又は居所】 東京都新宿区西新宿一丁目7番2号 富士重工業株式会  
社内

    【氏名】 小島 伸一郎

【特許出願人】

    【識別番号】 000005348

    【住所又は居所】 東京都新宿区西新宿一丁目7番2号

    【氏名又は名称】 富士重工業株式会社

【代理人】

    【識別番号】 100076233

    【弁理士】

    【氏名又は名称】 伊藤 進

【手数料の表示】

    【予納台帳番号】 013387

    【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

    【物件名】 明細書 1

    【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1  
【包括委任状番号】 9006595  
【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明 細 書

【発明の名称】 車両の差動制限制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 一方の回転軸と他方の回転軸との間に介装し、上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の駆動力の伝達を可変自在なクラッチ手段を備えた車両の差動制限制御装置において、

上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の目標とする差動回転数を設定する目標差動回転数設定手段と、

上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の実際の差動回転数を検出する実差動回転数検出手段と、

上記目標とする差動回転数と上記実際の差動回転数との偏差を求め、少なくとも該偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成し、スライディングモード制御を適応して上記クラッチ手段の締結力を演算するクラッチトルク演算手段と、

を備えたことを特徴とする車両の差動制限制御装置。

【請求項 2】 上記クラッチトルク演算手段における上記切り替え関数は、上記極性の値に所定のゲインを乗算した値に、上記目標とする差動回転数と上記実際の差動回転数との偏差の微分項に所定のゲインを乗算した値を加算したものであることを特徴とする請求項 1 記載の車両の差動制限制御装置。

【請求項 3】 上記クラッチトルク演算手段は、上記スライディングモード制御により演算した上記クラッチ手段の締結力に、上記目標とする差動回転数と上記実際の差動回転数との偏差の比例項に所定のゲインを乗算した値を加算して、最終的な上記クラッチ手段の締結力を演算することを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 記載の車両の差動制限制御装置。

【請求項 4】 一方の回転軸と他方の回転軸との間に介装し、上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の駆動力の伝達を可変自在なクラッチ手段を備えた車両の差動制限制御装置において、

上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の目標とする差動回転数を設定する目標差動回転数設定手段と、

上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の実際の差動回転数を検出する実差動回転数検出手段と、

少なくとも上記目標とする差動回転数と上記実際の差動回転数との偏差に基づいた積分項を用いて算出した極性の値に所定のゲインを乗算した項を有する切り替え関数を構成し、該切り替え関数が正の値の時に上記切り替え関数の値を制御値とするスライディングモード制御を用いて上記クラッチ手段の締結力を演算するクラッチトルク演算手段と、

を備えたことを特徴とする車両の差動制限制御装置。

【請求項 5】 上記クラッチトルク演算手段における上記切り替え関数は、上記極性の値に所定のゲインを乗算した項に、上記目標とする差動回転数と上記実際の差動回転数とに基づいた微分項に所定のゲインを乗算した項を加算したものであることを特徴とする請求項 4 記載の車両の差動制限制御装置。

【請求項 6】 上記クラッチトルク演算手段は、上記スライディングモード制御により演算した上記クラッチ手段の締結力に、上記目標とする差動回転数と上記実際の差動回転数とに基づいた比例制御により算出した上記クラッチ手段の締結力を加算して、最終的な上記クラッチ手段の締結力を演算することを特徴とする請求項 4 又は請求項 5 記載の車両の差動制限制御装置。

【請求項 7】 上記クラッチ手段は、前軸と後軸との間に介装するクラッチ手段であって、

上記目標差動回転数設定手段は、上記前後軸間と、前輪側の左右輪間と、後輪側の左右輪間の少なくとも一つの目標とする差動回転数を設定し、

上記実差動回転数検出手段は、上記目標差動回転数設定手段に対応する、上記前後軸間と、上記前輪側の左右輪間と、上記後輪側の左右輪間の少なくとも一つの実際の差動回転数を検出し、

上記クラッチトルク演算手段は、上記目標差動回転数設定手段で設定した目標とする差動回転数と、上記実差動回転数検出手段で検出した実際の差動回転数との偏差を用いて上記クラッチ手段の締結力を演算することを特徴とする請求項 1、2、4、5 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置。

【請求項 8】 上記クラッチ手段は、左右輪間に介装するデファレンシャル装

置の差動を制限するクラッチ手段であって、

上記目標差動回転数設定手段は、上記左右輪間の目標とする差動回転数を設定し、

上記実差動回転数検出手段は、上記左右輪間の実際の差動回転数を検出し、

上記クラッチトルク演算手段は、上記目標差動回転数設定手段で設定した目標とする差動回転数と、上記実差動回転数検出手段で検出した実際の差動回転数との偏差を用いて上記クラッチ手段の締結力を演算することを特徴とする請求項 1、2、4、5 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置。

【請求項 9】 上記クラッチ手段は、前軸と後軸との間に介装するクラッチ手段であって、

上記目標差動回転数設定手段は、上記前後軸間と、前輪側の左右輪間と、後輪側の左右輪間の少なくとも複数の目標とする差動回転数を設定し、

上記実差動回転数検出手段は、上記目標差動回転数設定手段に対応する、上記前後軸間と、上記前輪側の左右輪間と、上記後輪側の左右輪間の少なくとも複数の実際の差動回転数を検出し、

上記クラッチトルク演算手段は、上記目標差動回転数設定手段で設定した目標とする差動回転数と、上記実差動回転数検出手段で検出した実際の差動回転数を用いて複数の上記クラッチ手段の締結力を演算し、該複数の上記クラッチ手段の締結力の内、最大値を最終的に上記クラッチ手段の締結力として演算することを特徴とする請求項 1、2、4、5 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置。

【請求項 10】 上記目標差動回転数設定手段は、予め車速と横加速度と上記クラッチ手段への入力トルクの少なくとも一つに応じて上記実際の差動回転数の下限値を設定し、この下限値を基に上記目標とする差動回転数を設定することを特徴とする請求項 1、2、4、5 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置。

【請求項 11】 上記目標差動回転数設定手段は、設定する上記目標とする差動回転数が選択的に可変自在であることを特徴とする請求項 1、2、4、5 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置。

【請求項 1 2】 上記クラッチトルク演算手段は、ブレーキ作動時とアンチロックブレーキ作動時の少なくともどちらかの場合は、上記クラッチ手段の締結力を予め設定しておいた値とすることを特徴とする請求項 1、2、4、5 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、4 輪駆動車の前軸と後軸との間や、前輪及び後輪のデファレンシャル装置等に配設して、一方の回転軸と他方の回転軸との差動制限制御を実行する車両の差動制限制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

従来より、一方の回転軸と他方の回転軸の間、特に 4 輪駆動車の前後軸間における差動制限制御としては、回転軸間の実際の差動回転数を検出し、この実際の差動回転数を P I D 制御等によりフィードバックして目標とする差動回転数に収束させる技術が知られている。

【0003】

しかし、車両の様々な運動状態の基では、単純な P I D 制御では応答性、ハンチング等の問題が発生する可能性があり、P I D 制御における、それぞれのゲインを他パラメータ（横加速度、加速度、ヨーレート等）と連動させて対応することが行われている。例えば、特開平 6 - 2 1 1 0 6 3 号公報では、左右輪或いは前後輪の駆動力配分によりヨーイング運動量を P D 制御或いは P I D 制御によりフィードバック制御する技術において、比例項のゲイン、微分項のゲイン、積分項のゲインを、一方の回転軸と他方の回転軸との間の回転速度差に応じて可変設定する技術が開示されている。

【0004】

【特許文献 1】

特開平 6 - 2 1 1 0 6 3 号公報

【0005】



## 【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、上述のゲインを他のパラメータと連動させ設定する技術では、走行中に時々刻々変化する各パラメータに対応するため、高精度のセンサと高速の演算処理機能が必要で、高精度でレスポンスの良いトラクション性能を実現しようとする、システム全体のコストアップやシステムの複雑化を招いてしまうという問題があった。

## 【0006】

本発明は上記事情に鑑みてなされたもので、システム全体のコストアップやシステムの複雑化を生じることなく、高精度でレスポンスの良いトラクション性能を実現することが可能な車両の差動制限制御装置を提供することを目的としている。

## 【0007】

## 【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するため請求項1記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、一方の回転軸と他方の回転軸との間に介装し、上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の駆動力の伝達を可変自在なクラッチ手段を備えた車両の差動制限制御装置において、上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の目標とする差動回転数を設定する目標差動回転数設定手段と、上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の実際の差動回転数を検出する実差動回転数検出手段と、上記目標とする差動回転数と上記実際の差動回転数との偏差を求め、少なくとも該偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成し、スライディングモード制御を適応して上記クラッチ手段の締結力を演算するクラッチトルク演算手段とを備えたことを特徴としている。

## 【0008】

また、請求項2記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、請求項1記載の車両の差動制限制御装置において、上記クラッチトルク演算手段における上記切り替え関数は、上記極性の値に所定のゲインを乗算した値に、上記目標とする差動回転数と上記実際の差動回転数との偏差の微分項に所定のゲインを乗算した値を加算したものであることを特徴としている。

## 【 0 0 0 9 】

更に、請求項 3 記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、請求項 1 又は請求項 2 記載の車両の差動制限制御装置において、上記クラッチトルク演算手段は、上記スライディングモード制御により演算した上記クラッチ手段の締結力に、上記目標とする差動回転数と上記実際の差動回転数との偏差の比例項に所定のゲインを乗算した値を加算して、最終的な上記クラッチ手段の締結力を演算することを特徴としている。

## 【 0 0 1 0 】

また、請求項 4 記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、一方の回転軸と他方の回転軸との間に介装し、上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の駆動力の伝達を可変自在なクラッチ手段を備えた車両の差動制限制御装置において、上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の目標とする差動回転数を設定する目標差動回転数設定手段と、上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の実際の差動回転数を検出する実差動回転数検出手段と、少なくとも上記目標とする差動回転数と上記実際の差動回転数との偏差に基づいた積分項を用いて算出した極性の値に所定のゲインを乗算した項を有する切り替え関数を構成し、該切り替え関数が正の値の時に上記切り替え関数の値を制御値とするスライディングモード制御を用いて上記クラッチ手段の締結力を演算するクラッチトルク演算手段とを備えたことを特徴としている。

## 【 0 0 1 1 】

更に、請求項 5 記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、請求項 4 記載の車両の差動制限制御装置において、上記クラッチトルク演算手段における上記切り替え関数は、上記極性の値に所定のゲインを乗算した項に、上記目標とする差動回転数と上記実際の差動回転数とに基づいた微分項に所定のゲインを乗算した項を加算したものであることを特徴としている。

## 【 0 0 1 2 】

また、請求項 6 記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、請求項 4 又は請求項 5 記載の車両の差動制限制御装置において、上記クラッチトルク演算手段は、上記スライディングモード制御により演算した上記クラッチ手段の締結力に

、上記目標とする差動回転数と上記実際の差動回転数とに基づいた比例制御により算出した上記クラッチ手段の締結力を加算して、最終的な上記クラッチ手段の締結力を演算することを特徴としている。

## 【 0 0 1 3 】

更に、請求項 7 記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、請求項 1、2、4、5 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置において、上記クラッチ手段は、前軸と後軸との間に介装するクラッチ手段であって、上記目標差動回転数設定手段は、上記前後軸間と、前輪側の左右輪間と、後輪側の左右輪間の少なくとも一つの目標とする差動回転数を設定し、上記実差動回転数検出手段は、上記目標差動回転数設定手段に対応する、上記前後軸間と、上記前輪側の左右輪間と、上記後輪側の左右輪間の少なくとも一つの実際の差動回転数を検出し、上記クラッチトルク演算手段は、上記目標差動回転数設定手段で設定した目標とする差動回転数と、上記実差動回転数検出手段で検出した実際の差動回転数との偏差を用いて上記クラッチ手段の締結力を演算することを特徴としている。

## 【 0 0 1 4 】

また、請求項 8 記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、請求項 1、2、4、5 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置において、上記クラッチ手段は、左右輪間に介装するデファレンシャル装置の差動を制限するクラッチ手段であって、上記目標差動回転数設定手段は、上記左右輪間の目標とする差動回転数を設定し、上記実差動回転数検出手段は、上記左右輪間の実際の差動回転数を検出し、上記クラッチトルク演算手段は、上記目標差動回転数設定手段で設定した目標とする差動回転数と、上記実差動回転数検出手段で検出した実際の差動回転数との偏差を用いて上記クラッチ手段の締結力を演算することを特徴としている。

## 【 0 0 1 5 】

更に、請求項 9 記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、請求項 1、2、4、5 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置において、上記クラッチ手段は、前軸と後軸との間に介装するクラッチ手段であって、上記目標差動回転数設定手段は、上記前後軸間と、前輪側の左右輪間と、後輪側の左右輪間の少な

くとも複数の目標とする差動回転数を設定し、上記実差動回転数検出手段は、上記目標差動回転数設定手段に対応する、上記前後軸間と、上記前輪側の左右輪間と、上記後輪側の左右輪間の少なくとも複数の実際の差動回転数を検出し、上記クラッチトルク演算手段は、上記目標差動回転数設定手段で設定した目標とする差動回転数と、上記実差動回転数検出手段で検出した実際の差動回転数を用いて複数の上記クラッチ手段の締結力を演算し、該複数の上記クラッチ手段の締結力の内、最大値を最終的に上記クラッチ手段の締結力として演算することを特徴としている。

## 【 0 0 1 6 】

また、請求項 1 0 記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、請求項 1、2、4、5 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置において、上記目標差動回転数設定手段は、予め車速と横加速度と上記クラッチ手段への入力トルクの少なくとも一つに応じて上記実際の差動回転数の下限値を設定し、この下限値を基に上記目標とする差動回転数を設定することを特徴としている。

## 【 0 0 1 7 】

更に、請求項 1 1 記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、請求項 1、2、4、5 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置において、上記目標差動回転数設定手段は、設定する上記目標とする差動回転数が選択的に可変自在であることを特徴としている。

## 【 0 0 1 8 】

また、請求項 1 2 記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、請求項 1、2、4、5 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置において、上記クラッチトルク演算手段は、ブレーキ作動時とアンチロックブレーキ作動時の少なくともどちらかの場合は、上記クラッチ手段の締結力を予め設定しておいた値とすることを特徴としている。

## 【 0 0 1 9 】

すなわち、請求項 1 記載の車両の差動制限制御装置は、目標差動回転数設定手段で一方の回転軸と他方の回転軸との間の目標とする差動回転数を設定し、実差動回転数検出手段で一方の回転軸と他方の回転軸との間の実際の差動回転数を検

出する。そして、クラッチトルク演算手段は、目標とする差動回転数と実際の差動回転数との偏差を求め、少なくとも該偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成し、スライディングモード制御を適応してクラッチ手段の締結力を演算し、この演算した締結力でクラッチ手段を制御する。このように、スライディングモード制御を利用してクラッチ手段の締結力を演算するようにすることで、わずかな目標差動回転数とのずれに対しても高応答に対応できるので、高精度センサを用いたシステム全体のコストアップやシステムの複雑化を生じることなく、高精度でレスポンスの良いトラクション性能を実現することが可能となる。

#### 【 0 0 2 0 】

この際、クラッチトルク演算手段における切り替え関数は、請求項 2 記載のように、極性の値に所定のゲインを乗算した値に、目標とする差動回転数と実際の差動回転数との偏差の微分項に所定のゲインを乗算した値を加算したものである。

#### 【 0 0 2 1 】

また、クラッチトルク演算手段は、請求項 3 記載のように、スライディングモード制御により演算したクラッチ手段の締結力に、目標とする差動回転数と実際の差動回転数との偏差の比例項に所定のゲインを乗算した値を加算して、最終的なクラッチ手段の締結力を演算する。

#### 【 0 0 2 2 】

更に、請求項 4 記載の車両の差動制限制御装置は、目標差動回転数設定手段で一方の回転軸と他方の回転軸との間の目標とする差動回転数を設定し、実差動回転数検出手段で一方の回転軸と他方の回転軸との間の実際の差動回転数を検出する。そして、クラッチトルク演算手段は、少なくとも目標とする差動回転数と実際の差動回転数との偏差に基づいた積分項を用いて算出した極性の値に所定のゲインを乗算した項を有する切り替え関数を構成し、該切り替え関数が正の値の時に切り替え関数の値を制御値とするスライディングモード制御を用いてクラッチ手段の締結力を演算し、この演算した締結力でクラッチ手段を制御する。すなわち、従来の P I D 制御でクラッチトルクを算出するものでは、積分項が制御偏差

の過去の履歴を持つために、クラッチトルクを適切な値に収束させるのに時間がかかり、制御の応答性が悪化することがあった。本請求項4記載の車両の差動制限制御装置では、積分項の極性をもちいて、ON-OFF的にゲインだけ変化させ、実際値を目標値に近づけるスライディングモード制御を用いてクラッチトルクを算出しているので、従来の積分項のような過去の履歴を反映するものがなく、制御の応答性を格段に向上させることができると共に、安価なシステムで達成できる。また、積分項の極性であるため、チャタリング自体も防止することができる。従って、高精度センサを用いたシステム全体のコストアップやシステムの複雑化を生じることなく、高精度でレスポンスの良いトラクション性能を実現することが可能となる。

## 【0023】

この請求項4に対し、請求項5記載の構成を加えることにより、上述の請求項4の作用効果に加え、以下の作用効果を得ることが可能となる。すなわち、請求項4記載のように、スライディングモード制御の演算式が、積分項の極性にゲインを乗算した項だけであると、0を超えたら常にON-OFF的に制御が働いてしまう。しかし、本請求項5記載の車両の差動制限制御装置では、切り替え関数は、極性の値に所定のゲインを乗算した項に、微分項に所定のゲインを乗算した項を加算するようにしているので、この項が不感帯の役目を成し、すなわち、極性に所定のゲインを乗算した値が微分項に所定のゲインを乗算した値よりも大きくなしないと制御が働かないのでチャタリングを効果的に防止することができる。

## 【0024】

また、請求項4又は請求項5に対し、請求項6記載の構成を加えることにより、上述の請求項4又は請求項5の作用効果に加え、以下の作用効果を得ることが可能となる。すなわち、比例制御だけでは、目標差回転と実差回転の偏差が小さい緩やかな制御に対して追従性は悪くないが、タイヤスリップ等で許容できる範囲以外の偏差に対しては追従できない。従って、本請求項6では、比例制御にスライディングモード制御を加えたことにより大幅な変化に対しても追従性を向上することができる。

## 【 0 0 2 5 】

また、クラッチ手段は、具体的には請求項 7 記載のように、前軸と後軸との間に介装するクラッチ手段であって、目標差動回転数設定手段は、前後軸間と、前輪側の左右輪間と、後輪側の左右輪間の少なくとも一つの目標とする差動回転数を設定し、実差動回転数検出手段は、目標差動回転数設定手段に対応する、前後軸間と、前輪側の左右輪間と、後輪側の左右輪間の少なくとも一つの実際の差動回転数を検出し、クラッチトルク演算手段は、目標差動回転数設定手段で設定した目標とする差動回転数と、実差動回転数検出手段で検出した実際の差動回転数との偏差を用いてクラッチ手段の締結力を演算する。

## 【 0 0 2 6 】

更に、クラッチ手段は、具体的には請求項 8 記載のように、左右輪間に介装するデファレンシャル装置の差動を制限するクラッチ手段であって、目標差動回転数設定手段は、左右輪間の目標とする差動回転数を設定し、実差動回転数検出手段は、上記左右輪間の実際の差動回転数を検出し、クラッチトルク演算手段は、目標差動回転数設定手段で設定した目標とする差動回転数と、実差動回転数検出手段で検出した実際の差動回転数との偏差を用いてクラッチ手段の締結力を演算する。

## 【 0 0 2 7 】

また、クラッチ手段は、具体的には請求項 9 記載のように、前軸と後軸との間に介装するクラッチ手段であって、目標差動回転数設定手段は、前後軸間と、前輪側の左右輪間と、後輪側の左右輪間の少なくとも複数の目標とする差動回転数を設定し、実差動回転数検出手段は、目標差動回転数設定手段に対応する、前後軸間と、前輪側の左右輪間と、後輪側の左右輪間の少なくとも複数の実際の差動回転数を検出し、クラッチトルク演算手段は、目標差動回転数設定手段で設定した目標とする差動回転数と、実差動回転数検出手段で検出した実際の差動回転数を用いて複数のクラッチ手段の締結力を演算し、該複数のクラッチ手段の締結力の内、最大値を最終的にクラッチ手段の締結力として演算する。これにより、それぞれのクラッチトルクのうち、最もスリップの激しい車輪間のスリップを防止するようにクラッチトルクが設定されて、車両の安定性を向上させることができ

る。

【 0 0 2 8 】

また、目標差動回転数設定手段が、請求項 1 0 記載のように、予め車速と横加速度とクラッチ手段への入力トルクの少なくとも一つに応じて実際の差動回転数の下限値を設定し、この下限値を基に目標とする差動回転数を設定するようにすれば、車両の運動状態を正確に反映した目標とする差動回転数を得ることが可能になり、精度の良い制御が行える。

【 0 0 2 9 】

更に、請求項 1 1 記載のように、目標差動回転数設定手段が、目標とする差動回転数が選択的に可変自在であれば、ドライバの好みに応じた自然な制御特性を得ることが可能となる。

【 0 0 3 0 】

また、請求項 1 2 記載のように、クラッチトルク演算手段は、ブレーキ作動時とアンチロックブレーキ作動時の少なくともどちらかの場合は、クラッチ手段の締結力を予め設定しておいた値とすることで、ブレーキ作動時とアンチロックブレーキ作動時における制御の無用な干渉を防止することができる。

【 0 0 3 1 】

【発明の実施の形態】

以下、図面に基づいて本発明の実施の形態を説明する。

図 1 ～図 7 は本発明の実施の一形態を示し、図 1 は車両の駆動系とセンタデファレンシャル差動制限制御部の概略説明図、図 2 はセンタデファレンシャル差動制限制御部の機能ブロック図、図 3 はエンジン出力特性のマップの一例を示す説明図、図 4 は車速と前後軸間制御開始差動回転数の基本値マップの一例を示す説明図、図 5 は横加速度に基づく前後軸間制御開始差動回転数の補正係数マップの一例を示す説明図、図 6 はセンタデフ入力トルクに基づく前後軸間制御開始差動回転数の補正係数マップの一例を示す説明図、図 7 はダイヤル位置に基づく前後軸間制御開始差動回転数の補正係数マップの一例を示す説明図である。

【 0 0 3 2 】

図 1 において、符号 1 は車両前部に配置されたエンジンを示し、このエンジン



1 による駆動力は、エンジン 1 後方の自動変速装置（トルクコンバータ等も含んで図示）2 からトランスミッション出力軸 2 a を経てセンタデファレンシャル装置 3 に伝達される。そして、センタデファレンシャル装置 3 から後輪側には、リヤドライブ軸 4、プロペラシャフト 5、ドライブピニオン 6 を介して後輪終減速装置 7 に入力される一方、前輪側には、トランスファドライブギヤ 8、トランスファドリブンギヤ 9、ドライブピニオン軸部となっているフロントドライブ軸 1 0 を介して前輪終減速装置 1 1 に入力される。ここで、自動変速装置 2、センタデファレンシャル装置 3 および前輪終減速装置 1 1 等は、一体にケース 1 2 内に設けられている。

## 【 0 0 3 3 】

後輪終減速装置 7 に入力された駆動力は、後輪左ドライブ軸 1 3 RL を経て左後輪 1 4 RL に伝達される一方、後輪右ドライブ軸 1 3 RR を経て右後輪 1 4 RR に伝達される。また、前輪終減速装置 1 1 に入力された駆動力は、前輪左ドライブ軸 1 3 FL を経て左前輪 1 4 FL に伝達される一方、前輪右ドライブ軸 1 3 FR を経て右前輪 1 4 FR に伝達される。

## 【 0 0 3 4 】

センタデファレンシャル装置 3 は、入力側のトランスミッション出力軸 2 a に大径の第 1 のサンギヤ 1 5 が形成されており、この第 1 のサンギヤ 1 5 が小径の第 1 のピニオン 1 6 と噛合して第 1 の歯車列が構成されている。

## 【 0 0 3 5 】

また、後輪への出力を行うリヤドライブ軸 4 には、小径の第 2 のサンギヤ 1 7 が形成されており、この第 2 のサンギヤ 1 7 が大径の第 2 のピニオン 1 8 と噛合して第 2 の歯車列が構成されている。

## 【 0 0 3 6 】

第 1 のピニオン 1 6 と第 2 のピニオン 1 8 は、ピニオン部材 1 9 に一体に形成されており、複数（例えば 3 個）のピニオン部材 1 9 が、キャリア 2 0 に設けた固定軸に回転自在に軸支されている。そして、このキャリア 2 0 の前端には、トランスファドライブギヤ 8 が連結され、前輪への出力が行われる。

## 【 0 0 3 7 】

また、キャリア 20 には、前方からトランスミッション出力軸 2 a が回転自在に挿入される一方、後方からはリヤドライブ軸 4 が回転自在に挿入されて、空間中央に第 1 のサンギヤ 15 と第 2 のサンギヤ 17 を格納している。そして、複数のピニオン部材 19 の各第 1 のピニオン 16 が第 1 のサンギヤ 15 に、各第 2 のピニオン 18 が第 2 のサンギヤ 17 に、共に噛合されている。

## 【 0 0 3 8 】

こうして、入力側の第 1 のサンギヤ 15 に対し、第 1, 第 2 のピニオン 16, 18、及び、第 2 のサンギヤ 17 を介して一方の出力側とし、第 1, 第 2 のピニオン 16, 18 のキャリア 20 を介して他方の出力側として噛み合い構成され、リングギヤの無い複合プラネタリギヤを成している。

## 【 0 0 3 9 】

そしてかかる複合プラネタリギヤ式センタデファレンシャル装置 3 は、第 1, 第 2 のサンギヤ 15, 17、および、これらサンギヤ 15, 17 の周囲に複数個配置される第 1, 第 2 のピニオン 16, 18 の歯数を適切に設定することで差動機能を有する。

## 【 0 0 4 0 】

また、第 1, 第 2 のピニオン 16, 18 と第 1, 第 2 のサンギヤ 15, 17 との噛み合いピッチ半径を適切に設定することで、基準トルク配分を所望の配分（例えば、後輪偏重にした不等トルク配分）にする。

## 【 0 0 4 1 】

センタデファレンシャル装置 3 は、第 1, 第 2 のサンギヤ 15, 17 と第 1, 第 2 のピニオン 16, 18 とを例えばはすば歯車にし、第 1 の歯車列と第 2 の歯車列のねじれ角を異にしてスラスト荷重を相殺させることなくスラスト荷重を残留させる。更に、ピニオン部材 19 の両端で発生する摩擦トルクを、第 1, 第 2 のピニオン 16, 18 とキャリア 20 に設けた固定軸の表面に噛み合いによる分離、接線荷重の合成力が作用し摩擦トルクが生じるように設定する。こうして、入力トルクに比例した差動制限トルクを得られるようにすることで、このセンタデファレンシャル装置 3 自体によっても差動制限機能が得られるようになっている。

## 【 0 0 4 2 】

また、センタデファレンシャル装置 3 の 2 つの出力部材、すなわちキャリヤ 2 0 とリヤドライブ軸 4 との間には、前後輪間の駆動力配分を可変する、クラッチ手段としての油圧式多板クラッチを採用したセンタデフクラッチ（トランスファクラッチ） 2 1 が設けられている。そして、このトランスファクラッチ 2 1 の締結力を制御することで、前後輪のトルク配分が、前後 5 0 : 5 0 の直結による 4 WD から、センタデファレンシャル装置 3 によるトルク配分比（例えば前後 3 5 : 6 5）の範囲で可変制御することが可能となっている。

## 【 0 0 4 3 】

トランスファクラッチ 2 1 は、複数のソレノイドバルブを擁した油圧回路で構成するセンタデフクラッチ駆動部 5 1 と接続されており、このセンタデフクラッチ駆動部 5 1 で発生される油圧で解放、連結が行われる。そして、センタデフクラッチ駆動部 5 1 を駆動させる制御信号（各ソレノイドバルブに対する出力信号）は、後述のセンタデファレンシャル差動制限制御部 5 0 から出力される。

## 【 0 0 4 4 】

一方、後輪終減速装置 7 は、ベベルギヤ式の差動機構部 2 2 と、この左右輪間の差動制限を行う、油圧式多板クラッチを採用したリヤデフクラッチ 2 3 を備えて構成されており、リヤデフクラッチ 2 3 は、ドライブピニオン 6 が噛合されるリングギヤ 2 4 が固定されたデフケース 2 5 と後輪右ドライブ軸 1 3 RR との間に設けられている。

## 【 0 0 4 5 】

また、前輪終減速装置 1 1 も、後輪終減速装置 7 と略同様に構成され、ベベルギヤ式の差動機構部 2 6 と、この左右輪間の差動制限を行う、油圧式多板クラッチを採用したフロントデフクラッチ 2 7 を備えて構成されている。そして、フロントデフクラッチ 2 7 は、フロントドライブ軸 1 0 のドライブピニオンが噛合されるリングギヤ 2 8 が固定されたデフケース 2 9 と前輪右ドライブ軸 1 3 FR との間に設けられている。

## 【 0 0 4 6 】

上述のセンタデファレンシャル差動制限制御部 5 0 には、制御に必要な信号が

後述の如く各センサ類から入力される。

すなわち、各車輪 1 4 FL, 1 4 FR, 1 4 RL, 1 4 RR の車輪速度が車輪速度センサ 3 1 FL, 3 1 FR, 3 1 RL, 3 1 RR により検出されて、センタデファレンシャル差動制限制御部 5 0 に入力される。また、センタデファレンシャル差動制限制御部 5 0 には、車両に生じている横加速度  $G_y$  が横加速度センサ 3 2 から、エンジン 1 のスロットル弁の開度  $\theta_{th}$  がスロットル開度センサ 3 3 から、エンジン回転数  $N_e$  がエンジン回転数センサ（或いはエンジン 1 に関する種々の制御を行うエンジン制御装置） 3 4 から、自動変速装置 2 におけるギヤ比  $G_r$  が自動変速装置 2 に関する変速制御等を実行するトランスミッション制御装置 3 5 から、それぞれ入力される。更に、車両には、図示しないブレーキペダルの踏み込み時に ON するブレーキスイッチ 3 6 が設けられており、このブレーキスイッチ 3 6 からの ON-OFF 信号も、センタデファレンシャル差動制限制御部 5 0 に入力される。また、車両には、制動時における車輪のロックを防止する公知のアンチロックブレーキシステム（ABS）が搭載されており、この ABS 制御装置 3 7 からの ABS の作動状態を示す信号（ABS 作動時に ON となる信号）も、センタデファレンシャル差動制限制御部 5 0 に入力される。また、ドライバの操作可能な位置には、センタデファレンシャル差動制限制御の特性を可変することでトラクション性能をドライバの好みに合わせて、回頭性を重視する特性か、或いは、安定性を重視する特性かに調整自在な可変ダイヤル 3 8 が設けられている。

#### 【 0 0 4 7 】

センタデファレンシャル差動制限制御部 5 0 は、マイクロコンピュータとその周辺回路とで構成され、図 2 に示すように、車速演算部 5 0 a、センタデフ入力トルク推定部 5 0 b、ブレーキスイッチディレイ処理部 5 0 c、前後軸実差動回転数演算部 5 0 d、前輪側左右実差動回転数演算部 5 0 e、後輪側左右実差動回転数演算部 5 0 f、制御開始差動回転数演算部 5 0 g、目標差動回転数設定部 5 0 h、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 0 i、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j、クラッチトルク演算出力部 5 0 k から主に構成されている。

#### 【 0 0 4 8 】

車速演算部 5 0 a は、4 輪の車輪速センサ、すなわち各車輪速度センサ 3 1 FL, 3 1 FR, 3 1 RL, 3 1 RR から各車輪 1 4 FL, 1 4 FR, 1 4 RL, 1 4 RR の車輪速度  $\omega_{fl}$ ,  $\omega_{fr}$ ,  $\omega_{rl}$ ,  $\omega_{rr}$  が入力され、例えばこれらの平均を演算することにより車速  $V (= (\omega_{fl}, \omega_{fr}, \omega_{rl}, \omega_{rr}) / 4)$  を演算し、制御開始差動回転数設定部 5 0 g に出力する。

## 【 0 0 4 9 】

センタデフ入力トルク推定部 5 0 b は、スロットル開度センサ 3 3、エンジン回転数センサ（或いはエンジン制御装置）3 4、トランスミッション制御装置 3 5 から、それぞれスロットル開度  $\theta_{th}$ 、エンジン回転数  $N_e$ 、ギヤ比  $Gr$  が入力される。そして、例えば、スロットル開度  $\theta_{th}$  とエンジン回転数  $N_e$  とから予め記憶しておいたエンジン出力特性のマップ（図 3 にその一例を示す）を参照し、エンジン出力トルク  $T_{cd'}$  を求め、このエンジン出力トルク  $T_{cd'}$  にギヤ比  $Gr$  を乗算してセンタデファレンシャル装置 3 への入力トルク  $T_{cd}$  を推定する。すなわち、 $T_{cd} = T_{cd'} \cdot Gr$ 。こうして推定されたセンタデフ入力トルク  $T_{cd}$  は、制御開始差動回転数演算部 5 0 g に出力される。

## 【 0 0 5 0 】

ブレーキスイッチディレイ処理部 5 0 c は、ブレーキスイッチ 3 6 からの ON-OFF 信号が入力され、ハンチング防止のためブレーキスイッチ 3 6 が ON 状態から OFF 状態に切り替わるときに所定の短いディレイ時間が設定され、ブレーキスイッチ 3 6 が ON 状態から OFF 状態に切り替わるときにこのディレイ時間が経過して初めてブレーキスイッチ 3 6 が OFF 状態とされる（尚、OFF 状態から ON 状態に切り替わるときにはディレイ処理は行われぬ）。このブレーキスイッチディレイ処理部 5 0 c でディレイ処理されたブレーキスイッチ信号は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 0 i、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j、クラッチトルク演算出力部 5 0 k に出力される。

## 【 0 0 5 1 】

前後軸実差動回転数演算部 5 0 d は、各車輪速度センサ 3 1 FL, 3 1 FR, 3 1 RL, 3 1 RR から各車輪 1 4 FL, 1 4 FR, 1 4 RL, 1 4 RR の車輪速度  $\omega_{fl}$ ,  $\omega_{fr}$ ,  $\omega_{rl}$ ,  $\omega_{rr}$  が入力される。そして、これら車輪速度から、2 種類の前後軸間の実

差動回転数  $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctrr}$ を以下の（１）、（２）式により演算する。

$$\Delta \omega_{ctrf} = ((\omega_{fl} + \omega_{fr}) - (\omega_{rl} + \omega_{rr})) / 2 \quad \cdots (1)$$

$$\Delta \omega_{ctrr} = ((\omega_{rl} + \omega_{rr}) - (\omega_{fl} + \omega_{fr})) / 2 \quad \cdots (2)$$

この際、前軸の回転数が後軸の回転数より早い場合には、 $\Delta \omega_{ctrf}$ は正の値、 $\Delta \omega_{ctrr}$ は負の値となり、前軸の回転数が後軸の回転数より遅い場合には、逆に、 $\Delta \omega_{ctrf}$ は負の値、 $\Delta \omega_{ctrr}$ は正の値となる。こうして演算された前後軸間の実差動回転数  $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctrr}$ は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 0 i、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j に出力される。尚、このように２種類の前後軸間の実差動回転数  $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctrr}$ を演算するのは、後述のクラッチトルクの演算において、前後軸間の実差動回転数  $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctrr}$ の正負により、早い回転数の回転軸から遅い回転数の軸にトルクを伝達するようにクラッチトルクの設定を変えられるようにするためである。こうして、前後軸実差動回転数演算部 5 0 d で演算された前後軸間の実差動回転数  $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctrr}$ は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 0 i、及び、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j に出力される。

#### 【 0 0 5 2 】

前輪側左右実差動回転数演算部 5 0 e は、前輪側左右輪の車輪速度センサ 3 1 FL, 3 1 FR から左右前輪 1 4 FL, 1 4 FR の車輪速度  $\omega_{fl}$ ,  $\omega_{fr}$  が入力され、横加速度センサ 3 2 から横加速度  $G_y$  が入力されて、車両の旋回状態（直進状態も含む）に応じて以下の（３）、（４）、（５）式の何れかにより、左前輪 1 4 FL と右前輪 1 4 FR との間の実際の差動回転数  $\Delta \omega_{Ft}$  を演算する。この際、車両の旋回状態は、横加速度  $G_y$  により判定し、横加速度の絶対値  $|G_y|$  が予め設定しておいた所定値  $A_{ys}$  以下の場合には車両は略直進状態と判定し、横加速度  $G_y$  が  $A_{ys}$  より大きい場合は車両は左旋回状態、横加速度  $G_y$  が  $-A_{ys}$  より小さい場合は車両は右旋回状態と判定する。尚、車両の旋回状態は、その他、ヨーレートや舵角等によっても判定可能であり、これらから判定するようにしても良い。

$$\text{右旋回時} \cdots \Delta \omega_{Ft} = \omega_{fr} - \omega_{fl} \quad \cdots (3)$$

$$\text{左旋回時} \cdots \Delta \omega_{Ft} = \omega_{fl} - \omega_{fr} \quad \cdots (4)$$

$$\text{略直進時} \cdots \Delta \omega_{Ft} = |\omega_{fr} - \omega_{fl}| \quad \cdots (5)$$

尚、左右両方の車輪がスリップしていない状態においては、旋回外輪の方が車輪速度が速くなるため（３）、（４）式で得られる実際の差動回転数 $\Delta \omega Ft$ は負の値となる。こうして、演算された左前輪 1 4 FLと右前輪 1 4 FRとの間の実際の差動回転数 $\Delta \omega Ft$ は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 0 i、及び、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j に出力される。

## 【 0 0 5 3 】

後輪側左右実差動回転数演算部 5 0 f は、後輪側左右輪の車輪速度センサ 3 1 RL, 3 1 RRから左右後輪 1 4 RL, 1 4 RRの車輪速度 $\omega rl$ ,  $\omega rr$ が入力され、横加速度センサ 3 2 から横加速度 $Gy$ が入力されて、車両の旋回状態（直進状態も含む）に応じて以下の（６）、（７）、（８）式の何れかにより、左後輪 1 4 RLと右後輪 1 4 RRとの間の実際の差動回転数 $\Delta \omega Rr$ を演算する。この際、車両の旋回状態は、上述の前輪側左右実差動回転数演算部 5 0 e と同様、横加速度 $Gy$ により判定し、横加速度の絶対値 $|Gy|$ が予め設定しておいた所定値 $Ays$ 以下の場合は車両は略直進状態と判定し、横加速度 $Gy$ が $Ays$ より大きい場合は車両は左旋回状態、横加速度 $Gy$ が $-Ays$ より小さい場合は車両は右旋回状態と判定する。尚、車両の旋回状態は、その他、ヨーレートや舵角等によっても判定可能であり、これらから判定するようにしても良い。

$$\text{右旋回時} \cdots \Delta \omega Rr = \omega rr - \omega rl \quad \cdots (6)$$

$$\text{左旋回時} \cdots \Delta \omega Rr = \omega rl - \omega rr \quad \cdots (7)$$

$$\text{略直進時} \cdots \Delta \omega Rr = |\omega rr - \omega rl| \quad \cdots (8)$$

尚、左右両方の車輪がスリップしていない状態においては、旋回外輪の方が車輪速度が速くなるため（６）、（７）式で得られる実際の差動回転数 $\Delta \omega Rr$ は負の値となる。こうして、演算された左後輪 1 4 RLと右後輪 1 4 RRとの間の実際の差動回転数 $\Delta \omega Rr$ は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 0 i、及び、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j に出力される。

## 【 0 0 5 4 】

以上の前後軸実差動回転数演算部 5 0 d、前輪側左右実差動回転数演算部 5 0 e、及び、後輪側左右実差動回転数演算部 5 0 f は、実差動回転数検出手段として設けられている。

## 【 0 0 5 5 】

制御開始差動回転数演算部 5 0 g は、横加速度センサ 3 2 から横加速度  $G_y$  が、可変ダイヤル 3 8 からドライバにより選択されたダイヤル位置が、車速演算部 5 0 a から車速  $V$  が、センタデフ入力トルク推定部 5 0 b から推定されたセンタデフ入力トルク  $T_{cd}$  が、それぞれ入力される。

## 【 0 0 5 6 】

そして、これら車速  $V$ 、横加速度  $G_y$ 、センタデフ入力トルク  $T_{cd}$ 、及び、ダイヤル位置に応じ、予め設定しておいたマップを参照し、前後軸間の実差動回転数  $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctrr}$ 、左前輪 1 4 FL と右後輪 1 4 FR との間の実際の差動回転数  $\Delta \omega_{Ft}$ 、左後輪 1 4 RL と右前輪 1 4 RR との間の実際の差動回転数  $\Delta \omega_{Rr}$  のそれぞれの実際の差動回転数の下限値となる制御開始差動回転数（前後軸間制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta \omega_{ctrrs}$ 、前輪側制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{Fts}$ 、後輪側制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{Rrs}$ ）を演算する。

## 【 0 0 5 7 】

この制御開始差動回転数の設定を、前後軸間制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$  を例に具体的に説明する。まず、図 4 に示すような、車速  $V$  と前後軸間制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$  の基本値マップから、現在の車速  $V$  を基に前後軸間制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$  の基本値  $\Delta \omega_{ctrfsb}$  を設定する。また、図 5 に示すような、横加速度  $G_y$  に基づく前後軸間制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$  の補正係数マップから、現在の横加速度  $G_y$  を基に前後軸間制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$  の補正係数  $k_{\omega gy}$  を求める。更に、図 6 に示すような、センタデフ入力トルク  $T_{cd}$  に基づく前後軸間制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$  の補正係数マップから、現在のセンタデフ入力トルク  $T_{cd}$  を基に前後軸間制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$  の補正係数  $k_{\omega t}$  を求める。そして更に、図 7 に示すような、ダイヤル位置に基づく前後軸間制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$  の補正係数マップから、現在のダイヤル位置を基に前後軸間制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$  の補正係数  $k_{\omega dp}$  を求める。そして、これら乗じて、最終的な前後軸間制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$  ( $= \Delta \omega_{ctrfsb} \cdot k_{\omega gy} \cdot k_{\omega t} \cdot k_{\omega dp}$ ) を演算する。

## 【 0 0 5 8 】



ここで、それぞれの制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta\omega_{ctrrs}$ 、 $\Delta\omega_{Fts}$ 、 $\Delta\omega_{Rrs}$ は、後述の如く、前後軸間、前輪左右輪間、後輪左右輪間の差動制限制御を実行するまでどの程度許容するかを定める閾値であり、実差動回転数 $\Delta\omega_{ctrf}$ 、 $\Delta\omega_{ctrr}$ 、 $\Delta\omega_{Ft}$ 、 $\Delta\omega_{Rr}$ が制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta\omega_{ctrrs}$ 、 $\Delta\omega_{Fts}$ 、 $\Delta\omega_{Rrs}$ よりも小さい場合は、トランスファクラッチ 2 1 に対する締結トルクを 0 とする。特に前後軸間においては、実際に制御する差動回転数が小さくなり過ぎて、トランスファクラッチ 2 1 が静止摩擦状態で連結し、トランスファクラッチ 2 1 の制御がスリッブーロック状態となり制御の収束が遅くなり、また、制御安定性が悪化することを防止するために設定される。また、前輪左右輪間や後輪左右輪間においては、制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{Fts}$ 、 $\Delta\omega_{Rrs}$ が、例えば 0 に設定されている場合は、旋回内輪の車輪速度が旋回外輪の車輪速度より大きくなった場合、直ぐにセンタデファレンシャルの差動制限制御が実行されることとなり、それ以外の場合では、フロントデフクラッチ 2 7 やリヤデフクラッチ 2 3 が通常に作動しているとし、センタデファレンシャルの差動制限制御が、このデファレンシャル制御と干渉しないような制御設定となる。

## 【 0 0 5 9 】

そして、具体的には図 4 に示すように、車速  $V$  が高速になるほど前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{ctrfs}$ が大きく設定されるようにして、高速ほど閾値を緩和し、高速ほど締結度合いを緩和して燃費の向上が図れるようになっている。

## 【 0 0 6 0 】

また、具体的には図 5 に示すように、横加速度  $G_y$  が大きくなるほど前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{ctrfs}$ が大きく設定されるようにして、横加速度  $G_y$  が大きくなるほど閾値を緩和し、横加速度  $G_y$  が大きくなるほど締結度合いを緩和して車両の旋回性能が向上されるようになっている。

## 【 0 0 6 1 】

更に、具体的には図 6 に示すように、センタデフ入力トルク  $T_{cd}$  が大きくなるほど前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{ctrfs}$ が小さく設定されるようにして、センタデフ入力トルク  $T_{cd}$  が大きくなるほど閾値を厳しくし、センタデフ入力トルク  $T_{cd}$  が大きくなるほど強く締結されるようにして、安定したトラクション性能

が得られるようになっている。

【 0 0 6 2 】

また、具体的には図 7 に示すように、ダイヤル位置に応じて前後軸間制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$  を可変可能になっており、それぞれのドライバが自分の好みに合わせて運転し易いトラクション性能を選択できる。また、車両特性等が経時的に変化したり、或いは、車両間の特性に誤差が生じて、この可変ダイヤル 3 8 で適正な特性に設定可能となっている。

【 0 0 6 3 】

尚、上述の前後軸間制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$  では、車速  $V$ 、横加速度  $G_y$ 、センタデフ入力トルク  $T_{cd}$ 、ダイヤル位置の全てのパラメータにより前後軸間制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$  が正確に可変設定できるようになっているが、少なくとも何れか一つ以上のパラメータに応じて前後軸間制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$  が設定されるものであっても良い。また、車両仕様によっては、これらパラメータの何れにも依存することなく一定値であっても良い。こうして、他の制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta \omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta \omega_{Fts}$ 、 $\Delta \omega_{Rrs}$  も同様にして演算設定され、各制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta \omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta \omega_{Fts}$ 、 $\Delta \omega_{Rrs}$  は、目標差動回転数設定部 5 0 h、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 0 i、及び、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j に出力される。

【 0 0 6 4 】

目標差動回転数設定部 5 0 h は、制御開始差動回転数演算部 5 0 g から各制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta \omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta \omega_{Fts}$ 、 $\Delta \omega_{Rrs}$  が入力され、それぞれの制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta \omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta \omega_{Fts}$ 、 $\Delta \omega_{Rrs}$  を基に以下の ( 9 )、( 1 0 )、( 1 1 )、( 1 2 ) 式により、前後軸間目標差動回転数  $\Delta \omega_{ctrft}$ 、 $\Delta \omega_{ctrft}$ 、前輪側目標差動回転数  $\Delta \omega_{Ftt}$ 、後輪側目標差動回転数  $\Delta \omega_{Rrt}$  を演算する。

$$\Delta \omega_{ctrft} = \Delta \omega_{ctrfs} + C_{ctrft} \quad \cdots (9)$$

$$\Delta \omega_{ctrft} = \Delta \omega_{ctrfs} + C_{ctrft} \quad \cdots (10)$$

$$\Delta \omega_{Ftt} = \Delta \omega_{Fts} + C_{Ftt} \quad \cdots (11)$$

$$\Delta \omega_{Rrt} = \Delta \omega_{Rrs} + C_{Rrt} \quad \cdots (12)$$

ここで、 $C_{ctrft}$ 、 $C_{ctr rt}$ 、 $C_{Ftt}$ 、 $C_{Rr}$ は、予め演算や実験等を基に設定しておいた定数である。こうして、設定された各目標差動回転数 $\Delta \omega_{ctrft}$ 、 $\Delta \omega_{ctr rt}$ 、 $\Delta \omega_{Ftt}$ 、 $\Delta \omega_{Rrt}$ は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 0 i、及び、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j に出力される。このように、制御開始差動回転数演算部 5 0 g と、目標差動回転数設定部 5 0 h は、目標差動回転数設定手段として設けられている。

## 【 0 0 6 5 】

スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 0 i は、ブレーキスイッチディレイ処理部 5 0 c からディレイ処理されたブレーキスイッチ信号、前後軸実差動回転数演算部 5 0 d から前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctr r}$ 、前輪側左右実差動回転数演算部 5 0 e から左前輪 1 4 FL と右前輪 1 4 FR との間の実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ 、後輪側左右実差動回転数演算部 5 0 f から左後輪 1 4 RL と右前輪 1 4 RR との間の実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ 、制御開始差動回転数演算部 5 0 g から各制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta \omega_{ctr rs}$ 、 $\Delta \omega_{Fts}$ 、 $\Delta \omega_{Rrs}$ 、目標差動回転数設定部 5 0 h から各目標差動回転数 $\Delta \omega_{ctrft}$ 、 $\Delta \omega_{ctr rt}$ 、 $\Delta \omega_{Ftt}$ 、 $\Delta \omega_{Rrt}$ が入力される。そして、このスライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 0 i は、それぞれの回転数毎に目標差動回転数と実差動回転数との偏差を求め、少なくともこの偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成し、スライディングモード制御を適応して、トランスファクラッチ 2 1 のクラッチトルクを演算する。

## 【 0 0 6 6 】

すなわち、各回転数毎の目標差動回転数と実差動回転数との偏差は、以下のようにして演算できる。

$$\text{前後軸間の差動回転数偏差 } \varepsilon_{ctrf} = \Delta \omega_{ctrf} - \Delta \omega_{ctrft} \quad \cdots (13)$$

$$\text{前後軸間の差動回転数偏差 } \varepsilon_{ctr r} = \Delta \omega_{ctr r} - \Delta \omega_{ctr rt} \quad \cdots (14)$$

$$\text{前輪左右輪間の差動回転数偏差 } \varepsilon_{Ft} = \Delta \omega_{Ft} - \Delta \omega_{Ftt} \quad \cdots (15)$$

$$\text{後輪左右輪間の差動回転数偏差 } \varepsilon_{Rr} = \Delta \omega_{Rr} - \Delta \omega_{Rrt} \quad \cdots (16)$$

## 【 0 0 6 7 】

そして、各回転数毎のスライディングモード制御によるトランスファクラッチ

2 1 に対するクラッチトルク  $T_{SMCctrf}$ 、 $T_{SMCctrr}$ 、 $T_{SMCFt}$ 、 $T_{SMCRr}$  は、それぞれ、以下のような切り替え関数 (1 7) 式、(2 0) 式、(2 3) 式、(2 6) 式を用いて演算される。

【0 0 6 8】

まず、前後軸間の差動回転数偏差  $\varepsilon_{ctrf}$  を用いるスライディングモード制御によるクラッチトルク  $T_{SMCctrf}$  の設定について説明する。

$$T_{SMCctrf} = \text{s a t} (x_{ctrf}) \quad \cdots (17)$$

但し、 $x_{ctrf} > 0$  のとき、 $T_{SMCctrf} = \text{s a t} (x_{ctrf}) = x_{ctrf}$

$$x_{ctrf} \leq 0 \text{ のとき、} T_{SMCctrf} = \text{s a t} (x_{ctrf}) = 0$$

$$x_{ctrf} = k_{wctrf} \cdot J_w \cdot (d \varepsilon_{ctrf} / d t) + T_{sg} \cdot (s_{ctrf} / (|s_{ctrf}| + \delta)) \quad \cdots (18)$$

ここで、

$$s_{ctrf} = \varepsilon_{ctrf} + k_i \cdot \int (\varepsilon_{ctrf}) d t \quad \cdots (19)$$

(但し、積分範囲は 0 から  $t$  まで)

また、 $k_{wctrf}$  は微分項ゲインであり、 $(d \varepsilon_{ctrf} / d t) > 0$  の場合は  $k_{wu}$ 、 $(d \varepsilon_{ctrf} / d t) \leq 0$  の場合は  $k_{wd}$  とする。更に、 $J_w$  は慣性項、 $T_{sg}$  は切替ゲイン、 $\delta$  はチャタリング防止用定数、 $k_i$  は積分項ゲインである。

【0 0 6 9】

そして、実差動回転数  $\Delta \omega_{ctrf}$  が制御開始差動回転数  $\Delta \omega_{ctrfs}$  を下回った場合には、実際に制御する差動回転数が小さくなり過ぎて、トランスファクラッチ 2 1 が静止摩擦状態で連結し、トランスファクラッチ 2 1 の制御がスリッパロック状態となり制御の収束が遅くなり、また、制御安定性が悪化することを防止するため、クラッチトルク  $T_{SMCctrf}$  は 0 とし、更に、積分値もリセット ( $\int (\varepsilon_{ctrf}) d t = 0$  : 但し、積分範囲は 0 から  $t$  まで) する。また、ブレーキスイッチの ON 信号が入力された場合も、このブレーキ状態との干渉を避けるため、同様に、クラッチトルク  $T_{SMCctrf}$  は 0 とし、積分値もリセットする。

【0 0 7 0】

次に、前後軸間の差動回転数偏差  $\varepsilon_{ctrr}$  を用いるスライディングモード制御によるクラッチトルク  $T_{SMCctrr}$  の設定について説明する。

$$TSMCctr = sat(xctr) \quad \dots (20)$$

但し、 $xctr > 0$  のとき、 $TSMCctr = sat(xctr) = xctr$

$xctr \leq 0$  のとき、 $TSMCctr = sat(xctr) = 0$

$$\begin{aligned} xctr = kwctr \cdot Jw \cdot (d\epsilon ctr / dt) \\ + Tsg \cdot (sctr / (|sctr| + \delta)) \quad \dots (21) \end{aligned}$$

ここで、

$$sctr = \epsilon ctr + ki \cdot \int (\epsilon ctr) dt \quad \dots (22)$$

(但し、積分範囲は 0 から t まで)

また、 $kwctr$  は微分項ゲインであり、 $(d\epsilon ctr / dt) > 0$  の場合は  $kwu$ 、 $(d\epsilon ctr / dt) \leq 0$  の場合は  $kwd$  とする。更に、 $Jw$  は慣性項、 $Tsg$  は切替ゲイン、 $\delta$  はチャタリング防止用定数、 $ki$  は積分項ゲインである。

【0071】

そして、実差動回転数  $\Delta \omega ctr$  が制御開始差動回転数  $\Delta \omega ctrs$  を下回った場合には、実際に制御する差動回転数が小さくなり過ぎて、トランスファクラッチ 21 が静止摩擦状態で連結し、トランスファクラッチ 21 の制御がスリッパロック状態となり制御の収束が遅くなり、また、制御安定性が悪化することを防止するため、クラッチトルク  $TSMCctr$  は 0 とし、更に、積分値もリセット ( $\int (\epsilon ctr) dt = 0$  : 但し、積分範囲は 0 から t まで) する。また、ブレーキスイッチの ON 信号が入力された場合も、このブレーキ状態との干渉を避けるため、同様に、クラッチトルク  $TSMCctr$  は 0 とし、積分値もリセットする。

【0072】

次に、前輪左右輪間の差動回転数偏差  $\epsilon Ft$  を用いるスライディングモード制御によるクラッチトルク  $TSMCft$  の設定について説明する。

$$TSMCft = sat(xFt) \quad \dots (23)$$

但し、 $xFt > 0$  のとき、 $TSMCft = sat(xFt) = xFt$

$xFt \leq 0$  のとき、 $TSMCft = sat(xFt) = 0$

$$\begin{aligned} xFt = kwFt \cdot Jw \cdot (d\epsilon Ft / dt) \\ + Tsg \cdot (sFt / (|sFt| + \delta)) \quad \dots (24) \end{aligned}$$

ここで、

$$s F_t = \varepsilon F_t + k_i \cdot \int (\varepsilon F_t) dt \quad \cdots (25)$$

(但し、積分範囲は 0 から t まで)

また、 $k_w F_t$  は微分項ゲインであり、 $(d \varepsilon F_t / dt) > 0$  の場合は  $k_w u$ 、 $(d \varepsilon F_t / dt) \leq 0$  の場合は  $k_w d$  とする。更に、 $J_w$  は慣性項、 $T_{sg}$  は切替ゲイン、 $\delta$  はチャタリング防止用定数、 $k_i$  は積分項ゲインである。

【0073】

そして、前輪側左右輪間の実差動回転数  $\Delta \omega F_t$  が制御開始差動回転数  $\Delta \omega F_{ts}$  を下回った場合には、フロントデフクラッチ 27 の制御で十分対応可能な状態と判断し、トランスファクラッチ 21 の制御が不必要に干渉しないように、クラッチトルク  $T_{SMCF_t}$  は 0 とし、更に、積分値もリセット ( $\int (\varepsilon F_t) dt = 0$  : 但し、積分範囲は 0 から t まで) する。また、ブレーキスイッチの ON 信号が入力された場合も、このブレーキ状態との干渉を避けるため、同様に、クラッチトルク  $T_{SMCF_t}$  は 0 とし、積分値もリセットする。

【0074】

次に、後輪左右輪間の差動回転数偏差  $\varepsilon R_r$  を用いるスライディングモード制御によるクラッチトルク  $T_{SMCR_r}$  の設定について説明する。

$$T_{SMCR_r} = s a t (x R_r) \quad \cdots (26)$$

但し、 $x R_r > 0$  のとき、 $T_{SMCR_r} = s a t (x R_r) = x R_r$

$x R_r \leq 0$  のとき、 $T_{SMCR_r} = s a t (x R_r) = 0$

$$x R_r = k_w R_r \cdot J_w \cdot (d \varepsilon R_r / dt) + T_{sg} \cdot (s R_r / (|s R_r| + \delta)) \quad \cdots (27)$$

ここで、

$$s R_r = \varepsilon R_r + k_i \cdot \int (\varepsilon R_r) dt \quad \cdots (28)$$

(但し、積分範囲は 0 から t まで)

また、 $k_w R_r$  は微分項ゲインであり、 $(d \varepsilon R_r / dt) > 0$  の場合は  $k_w u$ 、 $(d \varepsilon R_r / dt) \leq 0$  の場合は  $k_w d$  とする。更に、 $J_w$  は慣性項、 $T_{sg}$  は切替ゲイン、 $\delta$  はチャタリング防止用定数、 $k_i$  は積分項ゲインである。

【0075】

そして、後輪側左右輪間の実差動回転数  $\Delta \omega R_r$  が制御開始差動回転数  $\Delta \omega R_{rs}$

を下回った場合には、リヤデフクラッチ 2 3 の制御で十分対応可能な状態と判断し、トランスファクラッチ 2 1 の制御が不必要に干渉しないように、クラッチトルク  $T_{SMCRr}$  は 0 とし、更に、積分値もリセット ( $\int (\varepsilon R_r) dt = 0$  : 但し、積分範囲は 0 から  $t$  まで) する。また、ブレーキスイッチの ON 信号が入力された場合も、このブレーキ状態との干渉を避けるため、同様に、クラッチトルク  $T_{SMCRr}$  は 0 とし、積分値もリセットする。

## 【 0 0 7 6 】

このように、本実施の形態のスライディングモード制御においては、偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成している。すなわち、切り替え関数 (1 8) 式においては、偏差の積分項  $s_{ctrf}$  を ( $|s_{ctrf}| + \delta$ ) で除して積分項に関する極性を求め、切り替え関数 (2 1) 式においては、偏差の積分項  $s_{ctrr}$  を ( $|s_{ctrr}| + \delta$ ) で除して積分項に関する極性を求め、切り替え関数 (2 4) 式においては、偏差の積分項  $s_{Ft}$  を ( $|s_{Ft}| + \delta$ ) で除して積分項に関する極性を求め、切り替え関数 (2 7) 式においては、偏差の積分項  $s_{Rr}$  を ( $|s_{Rr}| + \delta$ ) で除して積分項に関する極性を求めている。尚、 $\delta$  は、0 で除することを防止する値ともなっている。このため、例え、それぞれの積分項の値が小さい場合であっても、この値の小ささに関係なく、その値をスライディングモード制御に利用してクラッチトルクを設定することにより、高応答に対応することが可能で、高精度でレスポンスの良いトラクション性能を実現することができるようになっている。

## 【 0 0 7 7 】

また、本実施の形態のスライディングモード制御を上述の説明とは別に下記のようにも説明できる。前後軸間の差動回転数偏差  $\varepsilon_{ctrf}$  を用いた場合について説明すると、偏差の積分項  $s_{ctrf}$  を用いて算出した極性の値  $s_{ctrf} / (|s_{ctrf}| + \delta)$  に所定のゲイン  $T_{sg}$  を乗算した項を有する切り替え関数  $s_{at}(x_{ctrf})$  を構成して、この切り替え関数が正の値、すなわち、 $s_{at}(x_{ctrf})$  が 0 より大きい時、 $s_{at}(x_{ctrf})$  の値を制御値としてクラッチトルクを設定する。

## 【 0 0 7 8 】

すなわち、従来の P I D 制御でクラッチトルクを算出するのでは、積分項が制

御偏差の過去の履歴を持つために応答性が悪化するが、本発明においては、積分項の極性を用いてON-OFF的にゲインだけ変化させ、実際値を目標値に近づけるスライディングモード制御を用いてクラッチトルクを算出しているの、従来の積分制御のような過去の履歴を反映することがなく応答性を向上できると共に安価なシステムで達成できる。また、積分項の極性であるためチャタリング自体も防止することができる。

## 【 0 0 7 9 】

こうして、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 0 i で演算された各クラッチトルク TSMCctrf、TSMCctrr、TSMCFt、TSMCRrは、クラッチトルク演算部 5 0 k に出力される。

## 【 0 0 8 0 】

偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j は、ブレーキスイッチディレイ処理部 5 0 c からディレイ処理されたブレーキスイッチ信号、前後軸実差動回転数演算部 5 0 d から前後軸間の実差動回転数  $\Delta \omega \text{ctrf}$ 、 $\Delta \omega \text{ctrr}$ 、前輪側左右実差動回転数演算部 5 0 e から左前輪 1 4 FL と右前輪 1 4 FR との間の実際の差動回転数  $\Delta \omega \text{Ft}$ 、後輪側左右実差動回転数演算部 5 0 f から左後輪 1 4 RL と右前輪 1 4 RR との間の実際の差動回転数  $\Delta \omega \text{Rr}$ 、制御開始差動回転数演算部 5 0 g から各制御開始差動回転数  $\Delta \omega \text{ctrfs}$ 、 $\Delta \omega \text{ctrrs}$ 、 $\Delta \omega \text{Fts}$ 、 $\Delta \omega \text{Rrs}$ 、目標差動回転数設定部 5 0 h から各目標差動回転数  $\Delta \omega \text{ctrft}$ 、 $\Delta \omega \text{ctrrt}$ 、 $\Delta \omega \text{Ftt}$ 、 $\Delta \omega \text{Rrt}$  が入力される。そして、この偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j は、それぞれの回転数毎に目標差動回転数と実差動回転数との偏差を後述の如く求め、この偏差に応じて実差動回転数を目標差動回転数に収束させるクラッチトルクの比例成分（クラッチトルク Tpcctrf、Tpcctrr、TpcFt、TpcRr）を演算する。

## 【 0 0 8 1 】

すなわち、各回転数毎の目標差動回転数と実差動回転数との偏差は、以下のようにして演算できる。

$$\begin{aligned} \text{前後軸間の差動回転数偏差 } \varepsilon \text{pctrf} &= \Delta \omega \text{ctrf} - \Delta \omega \text{ctrft} \\ &\quad - (\Delta \omega \text{ctrft} - \Delta \omega \text{ctrfs}) \quad \cdots (29) \end{aligned}$$

$$\text{前後軸間の差動回転数偏差 } \varepsilon \text{pctrr} = \Delta \omega \text{ctrr} - \Delta \omega \text{ctrrt}$$



$$- (\Delta \omega_{ctrft} - \Delta \omega_{ctrfs}) \quad \dots (30)$$

前輪左右輪間の差動回転数偏差  $\varepsilon_{pFt} = \Delta \omega_{Ft} - \Delta \omega_{Ftt}$

$$- (\Delta \omega_{Ftt} - \Delta \omega_{Fts}) \quad \dots (31)$$

後輪左右輪間の差動回転数偏差  $\varepsilon_{pRr} = \Delta \omega_{Rr} - \Delta \omega_{Rrt}$

$$- (\Delta \omega_{Rrt} - \Delta \omega_{Rrs}) \quad \dots (32)$$

#### 【0082】

そして、この偏差比例制御によるクラッチトルク  $T_{pcctrf}$ 、 $T_{pcctr}$ 、 $T_{pcFt}$ 、 $T_{pcRr}$ は、それぞれ以下のように算出される。

まず、前後軸間の差動回転数偏差  $\varepsilon_{pctrf}$ を用いた偏差比例制御によるクラッチトルク  $T_{pcctrf}$ は、

$$\varepsilon_{pctrf} > 0 \text{ の場合、 } T_{pcctrf} = k_{p1} \cdot \varepsilon_{pctrf} + k_{p2} \cdot \Delta \omega_{ctrf}$$

$$\varepsilon_{pctrf} \leq 0 \text{ の場合、 } T_{pcctrf} = k_{p2} \cdot \Delta \omega_{ctrf}$$

#### 【0083】

次に、前後軸間の差動回転数偏差  $\varepsilon_{pctr}$ を用いた偏差比例制御によるクラッチトルク  $T_{pcctr}$ は、

$$\varepsilon_{pctr} > 0 \text{ の場合、 } T_{pcctr} = k_{p1} \cdot \varepsilon_{pctr} + k_{p2} \cdot \Delta \omega_{ctr}$$

$$\varepsilon_{pctr} \leq 0 \text{ の場合、 } T_{pcctr} = k_{p2} \cdot \Delta \omega_{ctr}$$

#### 【0084】

次に、前輪左右輪間の差動回転数偏差  $\varepsilon_{pFt}$ を用いた偏差比例制御によるクラッチトルク  $T_{pcFt}$ は、

$$\varepsilon_{pFt} > 0 \text{ の場合、 } T_{pcFt} = k_{p1} \cdot \varepsilon_{pFt} + \Delta \omega_{Ft}$$

$$\varepsilon_{pFt} \leq 0 \text{ の場合、 } T_{pcFt} = \Delta \omega_{Ft}$$

#### 【0085】

次に、後輪左右輪間の差動回転数偏差  $\varepsilon_{pRr}$ を用いた偏差比例制御によるクラッチトルク  $T_{pcRr}$ は、

$$\varepsilon_{pRr} > 0 \text{ の場合、 } T_{pcRr} = k_{p1} \cdot \varepsilon_{pRr} + \Delta \omega_{Rr}$$

$$\varepsilon_{pRr} \leq 0 \text{ の場合、 } T_{pcRr} = \Delta \omega_{Rr}$$

ここで、 $k_{p1}$ は第1の比例項ゲイン、 $k_{p2}$ は第2の比例項ゲインである。

#### 【0086】

また、上述の偏差比例制御による各クラッチトルク  $T_{pcctrf}$ 、 $T_{pcctrr}$ 、 $T_{pcFt}$ 、 $T_{pcRr}$ は、ブレーキスイッチのON信号が入力された場合、このブレーキ状態との干渉を避けるため、それぞれ0に設定される。

## 【 0 0 8 7 】

こうして、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j で演算された各クラッチトルク  $T_{pcctrf}$ 、 $T_{pcctrr}$ 、 $T_{pcFt}$ 、 $T_{pcRr}$ は、クラッチトルク演算部 5 0 k に出力される。

## 【 0 0 8 8 】

クラッチトルク演算部 5 0 k は、ABS制御装置 3 7 からABSの作動状態を示す信号が、ブレーキスイッチディレイ処理部 5 0 c からディレイ処理されたブレーキスイッチ信号が、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 0 i から各クラッチトルク  $T_{SMCctrf}$ 、 $T_{SMCctrr}$ 、 $T_{SMCFt}$ 、 $T_{SMCRr}$ が、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j から各クラッチトルク  $T_{pcctrf}$ 、 $T_{pcctrr}$ 、 $T_{pcFt}$ 、 $T_{pcRr}$ が入力される。

## 【 0 0 8 9 】

そして、以下のように、それぞれに対応した4つのクラッチトルク  $T_{ctrf}$ 、 $T_{ctrr}$ 、 $T_{Ft}$ 、 $T_{Rr}$ を和算により求め、得られたトルクの最大値を最終的なトランスファクラッチ 2 1 のトルク  $T_{cd}$ として設定し、このクラッチトルク  $T_{cd}$ となるようにセンタデフクラッチ駆動部 5 1 に制御信号を出力する。

すなわち、

$$T_{ctrf} = T_{SMCctrf} + T_{pcctrf}$$

$$T_{ctrr} = T_{SMCctrr} + T_{pcctrr}$$

$$T_{Ft} = T_{SMCFt} + T_{pcFt}$$

$$T_{Rr} = T_{SMCRr} + T_{pcRr}$$

$$T_{cd} = \text{MAX} (T_{ctrf}, T_{ctrr}, T_{Ft}, T_{Rr}) \quad \dots (33)$$

## 【 0 0 9 0 】

ここで、ABS制御装置 3 7 からON信号、すなわちABS作動中の信号がある場合は、ABS制御との干渉を防止するため、クラッチトルク  $T_{cd}$ は、予め設定しておいた一定値  $C_{ABS}$ とする。また、ブレーキスイッチディレイ処理部 5 0

c からブレーキスイッチの ON 信号がある場合も、このブレーキ状態との干渉を防止するため、クラッチトルク  $T_{cd}$  は、予め設定しておいた一定値  $C_{brk}$  とする。

#### 【 0 0 9 1 】

このように、本発明の実施の形態においては、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 0 i、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j、及び、クラッチトルク演算出力部 5 0 k でクラッチトルク演算手段が主要に構成されている。

#### 【 0 0 9 2 】

尚、本発明の実施の形態においては、4 つのクラッチトルク  $T_{ctrf}$ 、 $T_{ctrr}$ 、 $T_{Ft}$ 、 $T_{Rr}$  を演算し、これらの最大値を最終的なトランスファクラッチ 2 1 の締結トルクとなるように制御しているが、車両仕様によっては、これら 4 つ全てではなく、何れか 1 つ、或いは、何れか複数のクラッチトルクを求めて、最終的なトランスファクラッチ 2 1 の締結トルクとなるように制御するようにしても良い。

#### 【 0 0 9 3 】

また、本発明の実施の形態では、センタデファレンシャル装置 3 の差動制限を制御するトランスファクラッチ 2 1 の制御を例に説明しているが、センタデファレンシャル装置 3 の無い 4 輪駆動車の前後軸間の差動制限制御を行うクラッチに対しても同様に適応できる。更に、フロントデフクラッチ 2 7 や、リヤデフクラッチ 2 3 において、そのクラッチトルクを制御する装置を有する場合、本実施の形態で説明したスライディングモード制御を用いたクラッチトルクの設定が、これらクラッチトルクの設定に適応できることは云うまでもない。

#### 【 0 0 9 4 】

また、本発明の実施の形態においては、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 0 i からの各クラッチトルク  $T_{SMCctrf}$ 、 $T_{SMCctrr}$ 、 $T_{SMCFt}$ 、 $T_{SMCRRr}$  に、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j からの各クラッチトルク  $T_{pcctrf}$ 、 $T_{pcctrr}$ 、 $T_{pcFt}$ 、 $T_{pcRRr}$  を和して最終的な 4 つのクラッチトルク  $T_{ctrf}$ 、 $T_{ctrr}$ 、 $T_{Ft}$ 、 $T_{Rr}$  を求めるようにしているが、偏差比例制御クラッチトルク

演算部 5 0 j からの各クラッチトルク  $T_{pcctrf}$ 、 $T_{pcctrr}$ 、 $T_{pcFt}$ 、 $T_{pcRr}$ の影響が小さい車両等では、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 0 i からの各クラッチトルク  $T_{SMCctrf}$ 、 $T_{SMCctrr}$ 、 $T_{SMCFt}$ 、 $T_{SMCRr}$ のみを最終的な 4 つのクラッチトルク  $T_{ctrf}$ 、 $T_{ctrr}$ 、 $T_{Ft}$ 、 $T_{Rr}$ としても良い。

【 0 0 9 5 】

【発明の効果】

以上、説明したように本発明によれば、システム全体のコストアップやシステムの複雑化を生じることなく、高精度でレスポンスの良いトラクション性能を実現することが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

車両の駆動系とセンタデファレンシャル差動制限制御部の概略説明図

【図 2】

センタデファレンシャル差動制限制御部の機能ブロック図

【図 3】

エンジン出力特性のマップの一例を示す説明図

【図 4】

車速と前後軸間制御開始差動回転数の基本値マップの一例を示す説明図

【図 5】

横加速度に基づく前後軸間制御開始差動回転数の補正係数マップの一例を示す説明図

【図 6】

センタデフ入力トルクに基づく前後軸間制御開始差動回転数の補正係数マップの一例を示す説明図

【図 7】

ダイヤル位置に基づく前後軸間制御開始差動回転数の補正係数マップの一例を示す説明図

【符号の説明】

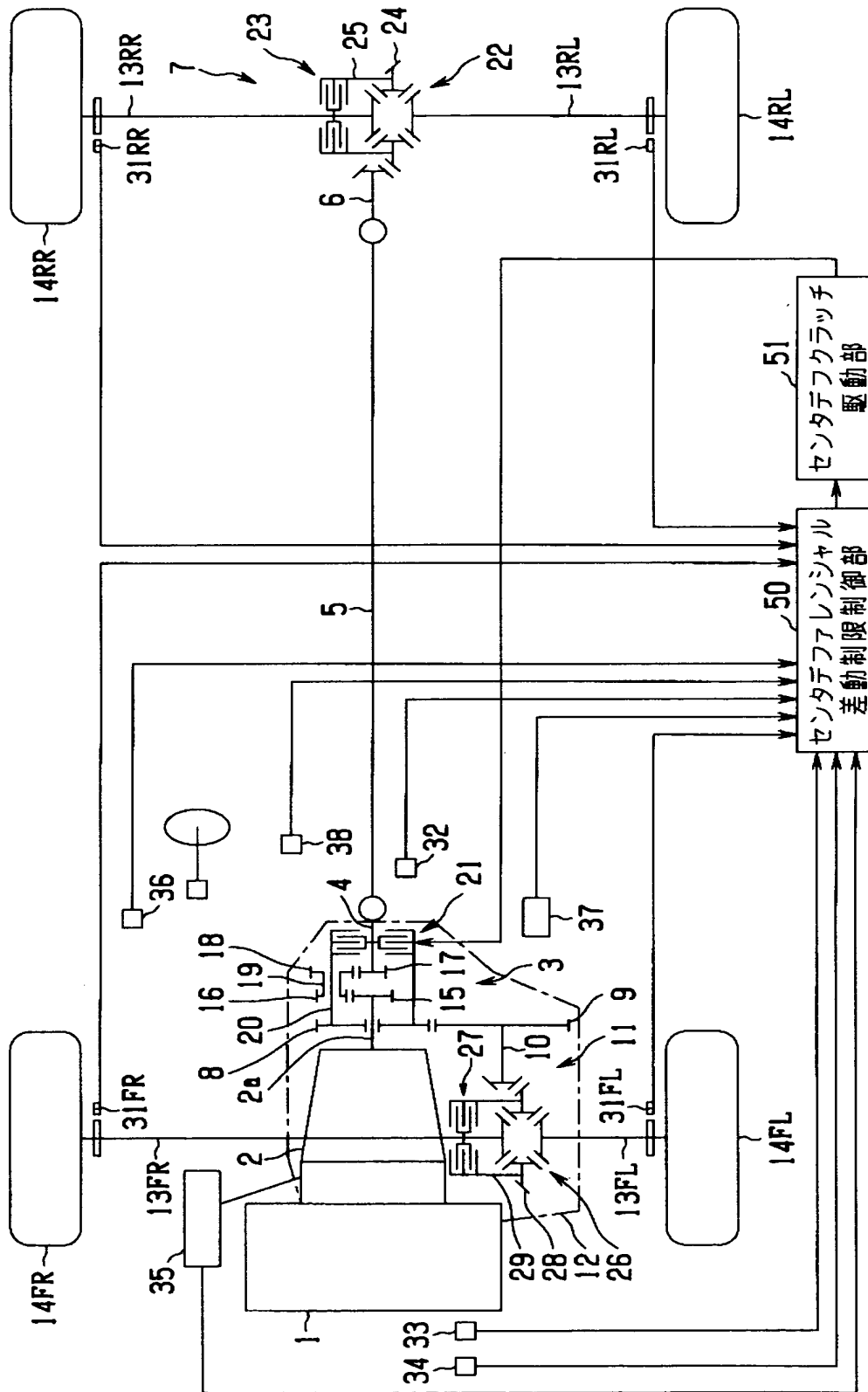
3      センタデファレンシャル装置

- 1 4 FL、 1 4 FR 左右前輪
- 1 4 RL、 1 4 RR 左右後輪
- 2 1 トランスファクラッチ（クラッチ手段）
- 3 1 FL、 3 1 FR 前輪側左右車輪速センサ
- 3 1 RL、 3 1 RR 後輪側左右車輪速センサ
- 5 0 センタデファレンシャル差動制限制御部
- 5 0 d 前後軸実差動回転数演算部（実差動回転数検出手段）
- 5 0 e 前輪側左右実差動回転数演算部（実差動回転数検出手段）
- 5 0 f 後輪側左右実差動回転数演算部（実差動回転数検出手段）
- 5 0 g 制御開始差動回転数演算部（目標差動回転数設定手段）
- 5 0 h 目標差動回転数設定部（目標差動回転数設定手段）
- 5 0 i スライディングモード制御クラッチトルク演算部（クラッチトルク演算手段）
- 5 0 j 偏差比例制御クラッチトルク演算部（クラッチトルク演算手段）
- 5 0 k クラッチトルク演算出力部（クラッチトルク演算手段）
- 5 1 センタデフクラッチ駆動部

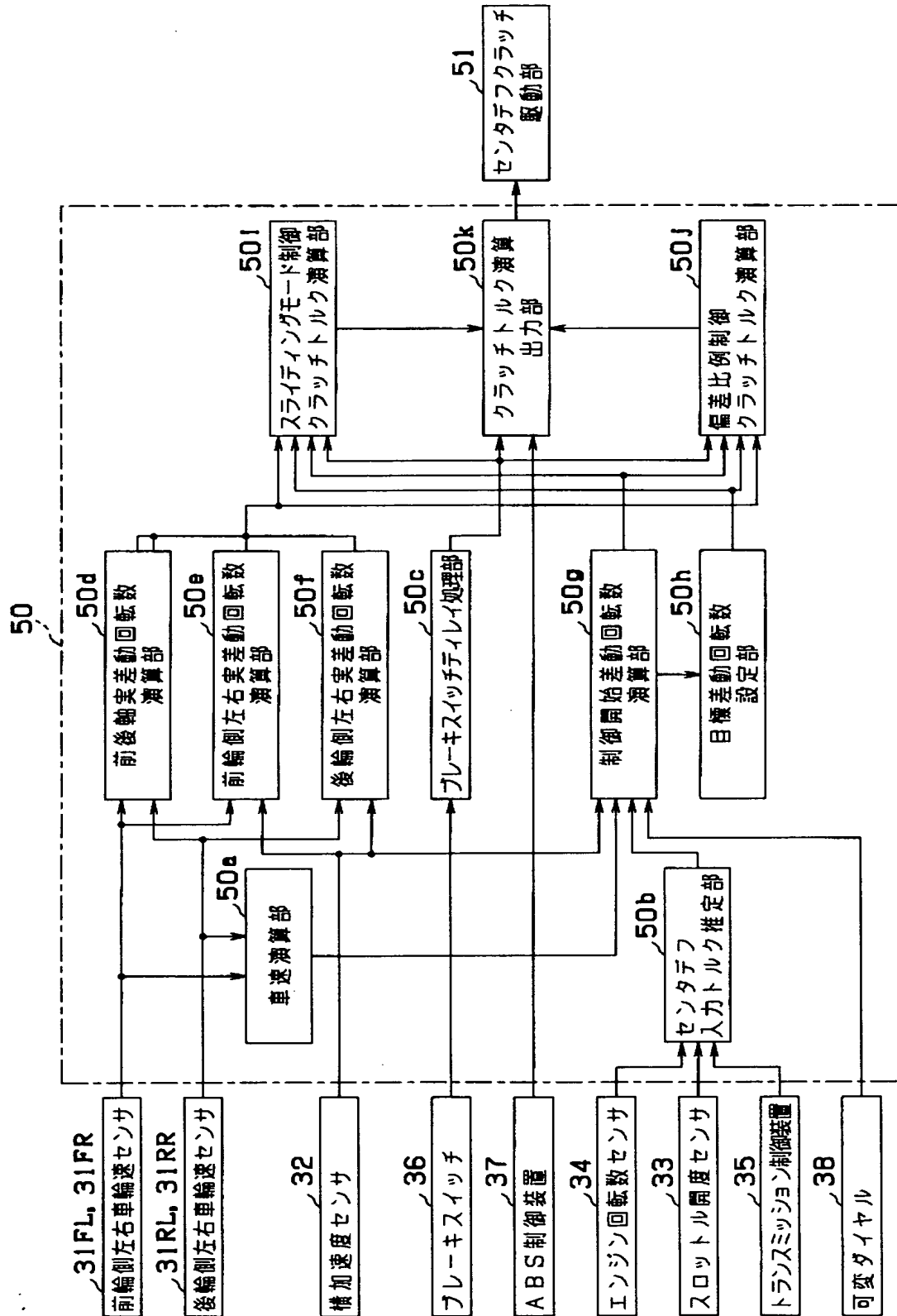
代理人 弁理士 伊 藤 進

【書類名】 図面

【図1】

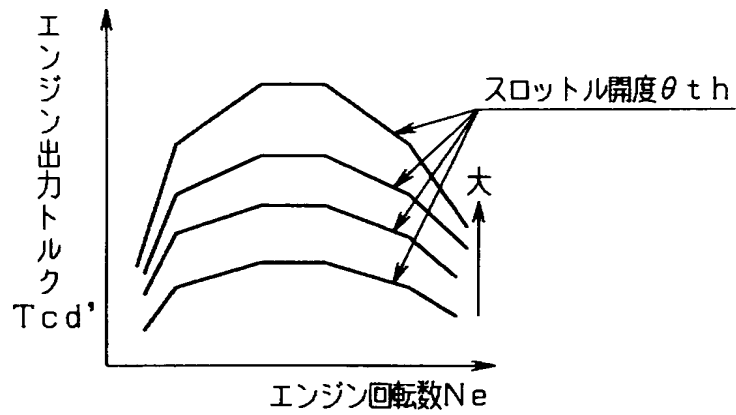


【図2】

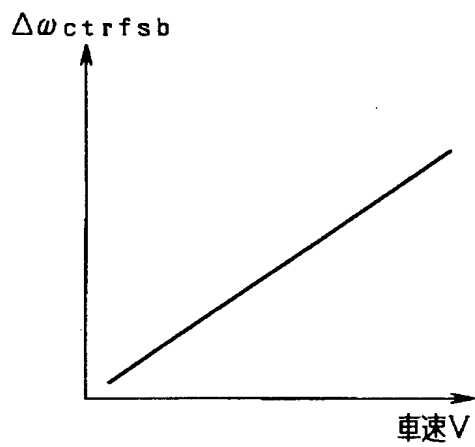




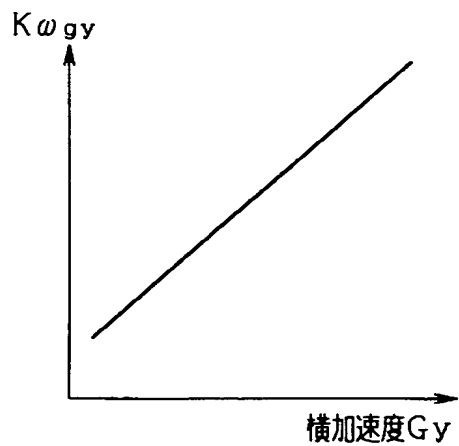
【図 3】



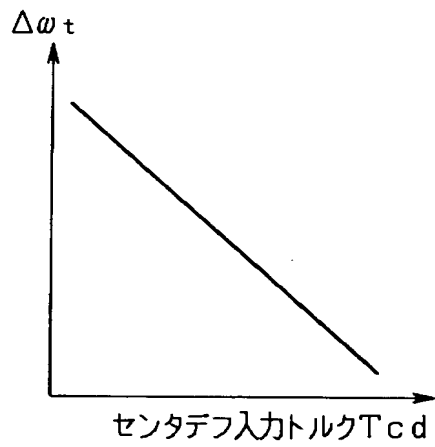
【図 4】



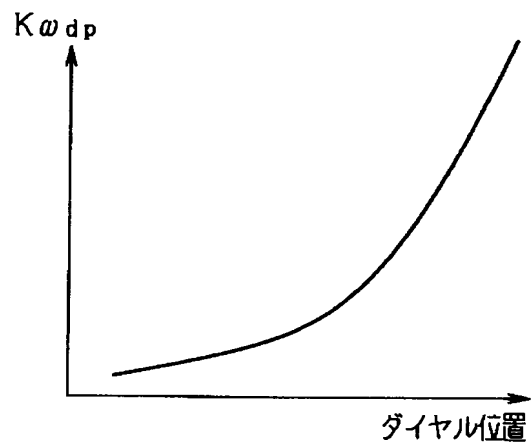
【図 5】



【図 6】



【図 7】



【書類名】                      要 約 書

【要約】

【課題】 システム全体のコストアップやシステムの複雑化を生じることなく、高精度でレスポンスの良いトラクション性能を実現する。

【解決手段】 スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 0 i は、前後軸間、前輪側左右輪間、後輪側左右輪間のそれぞれの回転数毎に目標差動回転数と実差動回転数との偏差を求め、少なくともこの偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成し、スライディングモード制御を適応してトランスファクラッチ 2 1 のクラッチトルクを演算する。偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j は、それぞれの回転数毎に目標差動回転数と実差動回転数との偏差を求め、この偏差に応じ実差動回転数を目標差動回転数に収束させるクラッチトルクの比例成分を演算する。そして、クラッチトルク演算部 5 0 k は、上述の回転数毎のクラッチトルクの和の値から最大値をクラッチトルクとして演算出力する。

【選択図】              図 2

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [ 0 0 0 0 0 5 3 4 8 ]

1. 変更年月日 1 9 9 0 年 8 月 9 日

[変更理由] 新規登録

住 所 東京都新宿区西新宿一丁目 7 番 2 号

氏 名 富士重工業株式会社